

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

В.В. Дубровська, В.І. Шкляр

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ
ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ
ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр
за освітньою програмою
«Прикладна механіка пластичності матеріалів»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2021

Рецензент: *Данілін Олександр Валерійович*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор *Виноградов - Салтиков Володимир Олександрович*,
канд. техн. наук, доц.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 7
від 13 травня 2021 р.)
за поданням Вченої ради Інституту енергозбереження та енергоменеджменту
(протокол № 9 від 26 лютого 2021 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

Дубровська Вікторія Василівна, канд. техн. наук, доц.
Шкляр Віктор Іванович, канд. техн. наук, доц.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

Теоретичні основи теплотехніки. Визначення ефективності термодинамічних циклів теплових двигунів: розрахункова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка» / В.В. Дубровська, В.І Шкляр; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 0,6 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 31 с.

В навчальному посібнику наведені теоретичні матеріали для виконання розрахункової роботи з дисципліни «Теоретичні основи теплотехніки».

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка». Видання включає індивідуальні завдання для виконання розрахункової роботи.

© В.В. Дубровська, В.І. Шкляр, 2021
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 МЕТА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	5
2 ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ	5
3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	5
4 ПАРОТУРБІННИЙ ЦИКЛ РЕНКІНА	6
4.1 Визначення параметрів робочого тіла в характерних точках циклу	8
4.2 Визначення енергетичних характеристик циклу Ренкіна	9
4.3 Приклад розрахунку циклу Ренкіна.....	11
5 ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	14
5.1 Двигуни внутрішнього згоряння з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Дизеля)	16
5.2 Приклад розрахунку циклу Дизеля.....	19
6 ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК.....	22
6.1 Газотурбінні установки з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Брайтона).....	23
6.2 Приклад розрахунку циклу Брайтона	27
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	30
ДОДАТКИ	31

ВСТУП

Для перетворення теплоти в механічну роботу в теплових двигунах використовуються властивість робочих тіл значно розширюватися при підведенні до них теплоти. В якості робочого тіла зазвичай використовуються газоподібні речовини (пари бензину, повітря, водяна пара).

Існуючі теплові двигуни, такі як парові машини, двигуни внутрішнього згоряння, газові турбіни та їм подібні, працюють циклічно. Необхідно періодичне повторення процесу передачі і перетворення отриманої теплоти в роботу. Щоб ця умова виконувалася, робоче тіло повинно здійснювати круговий процес або термодинамічний цикл, при якому робоче тіло регулярно повертається в початковий стан. У двигунах, що застосовуються в техніці, використовуються різні кругові процеси.

Джерелами механічної роботи можуть бути паротурбінні установки (ПТУ), двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) та газотурбінні установки (ГТУ) [1-4].

Перетворення енергії органічного або ядерного палива в механічну енергію за допомогою водяної пари здійснюється в паросилових установках, які є базою сучасної енергетики. Вони виробляють близько 90 % електричної енергії України.

У поршневих ДВЗ в робочому циліндрі відбувається спалювання пального та здійснюється перетворення теплової енергії в механічну роботу для приводу різних механізмів або електрогенератора.

У газотурбінних установках робочим тілом є продукти згоряння рідкого або газоподібного палива. Робоче тіло, що має високі температуру і тиск, з камери згоряння направляється в сопло, в якому воно розширюється, і з більшою швидкістю надходить на лопатки газової турбіни, де використовується його кінетична енергія для отримання механічної роботи.

Газова турбіна, яка за певних умов може конкурувати не тільки з поршневими газовими двигунами, а й з надзвичайно широко поширеними паровими турбінами, які є основними двигунами потужних теплових електростанцій.

1 МЕТА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Мета роботи полягає в оволодінні методикою виконувати теплотехнічні розрахунки та складати матеріальні і теплові баланси енергетичного обладнання та визначати ефективність його роботи; закріпленні теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни «Теоретичні основи теплотехніки», а саме розділу: «Процеси в енергетичних машинах» та навчитися використовувати наукову і технічну літературу та інші джерела інформації.

2 ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ

В роботі необхідно провести розрахунки циклів ПСУ (цикл Ренкіна), поршневого ДВЗ (цикл Дизеля) та ГТУ (цикл Брайтона) з визначенням:

- підведеної q_1 та відведеної q_2 теплоти;
- корисної роботи в циклі - l ;
- термічного коефіцієнта корисної дії циклу - η_t ,
- витрати палива - B .

Вихідні дані для розрахунків наведено в таблицях Д1 - Д3.

3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Розрахункова робота складається з трьох розділів:

1. Визначення основних характеристик циклу Ренкіна;
2. Визначення основних характеристик циклу Дизеля;
3. Визначення основних характеристик циклу Брайтона.

Пояснювальна записка до розрахункової роботи повинна бути виконана на аркушах А4 з рамкою і супроводжуватись відповідними схемами, рисунками, діаграмами з побудованими циклами та поясненнями до них.

4 ПАРОТУРБІННИЙ ЦИКЛ РЕНКІНА

Паротурбінна установка (ПТУ) - це постійно діючий тепловий агрегат, призначений для перетворення потенційної енергії стисненої і нагрітої до високої температури пари в кінетичну енергію обертання ротора парової турбіни. Робочим тілом ПТУ є вода і водяна пара - доступне і дешеве робоче тіло. Характерною особливістю робочого процесу ПСУ є зміна агрегатного стану робочого тіла.

Паротурбінні установки в основному використовуються на теплових і атомних електростанціях для приводу електричного генератора, механічна енергія турбіни в них перетворюється в електричну енергію [1-4].

До переваг паротурбінної технології можна також віднести можливість використання різних видів органічного палива. Тверде паливо теплових електростанцій (ТЕС) відрізняється великою різноманітністю: кам'яне і буре вугілля, антрацит, торф, горючі сланці. З газоподібних палив на ТЕС можуть використовуватися природний газ, попутний газ, що отримується з надр землі при видобутку нафти, доменний і коксовий газ, одержувані в металургійному виробництві. З рідких палив використовують мазут і дизельне паливо, причому в даний час ці види палива найчастіше використовуються як резервні.

На рисунку 4.1 наведена принципова схема ПСУ, що працює за циклом Ренкіна, і показано цикл в $T-s$ та $p-v$ діаграмах.

ПСУ складається з: парогенератора (котла); парової турбіни; електричного генератора; конденсатора; живильного насоса.

В основі роботи такої ПСУ лежить ідеальний цикл Ренкіна. Він був запропонований в 50-х рр. XX ст. Майже одночасно шотландським інженером і фізиком У. Ренкіним і видатним німецьким фізиком Р. Клаузіусом. Зазвичай його називають циклом Ренкіна.

Всі процеси ідеального циклу вважаються оборотними та рівноважними. Кількість робочого тіла, яке здійснює цикл, незмінна і дорівнює 1 кг.

Парогенератор (ПГ) призначений для виробництва перегрітої водяної пари. Вода надходить в парогенератор, де при постійному тиску спочатку нагрівається до температури кипіння (процес 4-5) у водяному економайзері, а потім випаровується у випарних поверхнях (екранах), перетворюючись в суху насичену пару (процес 5-6).

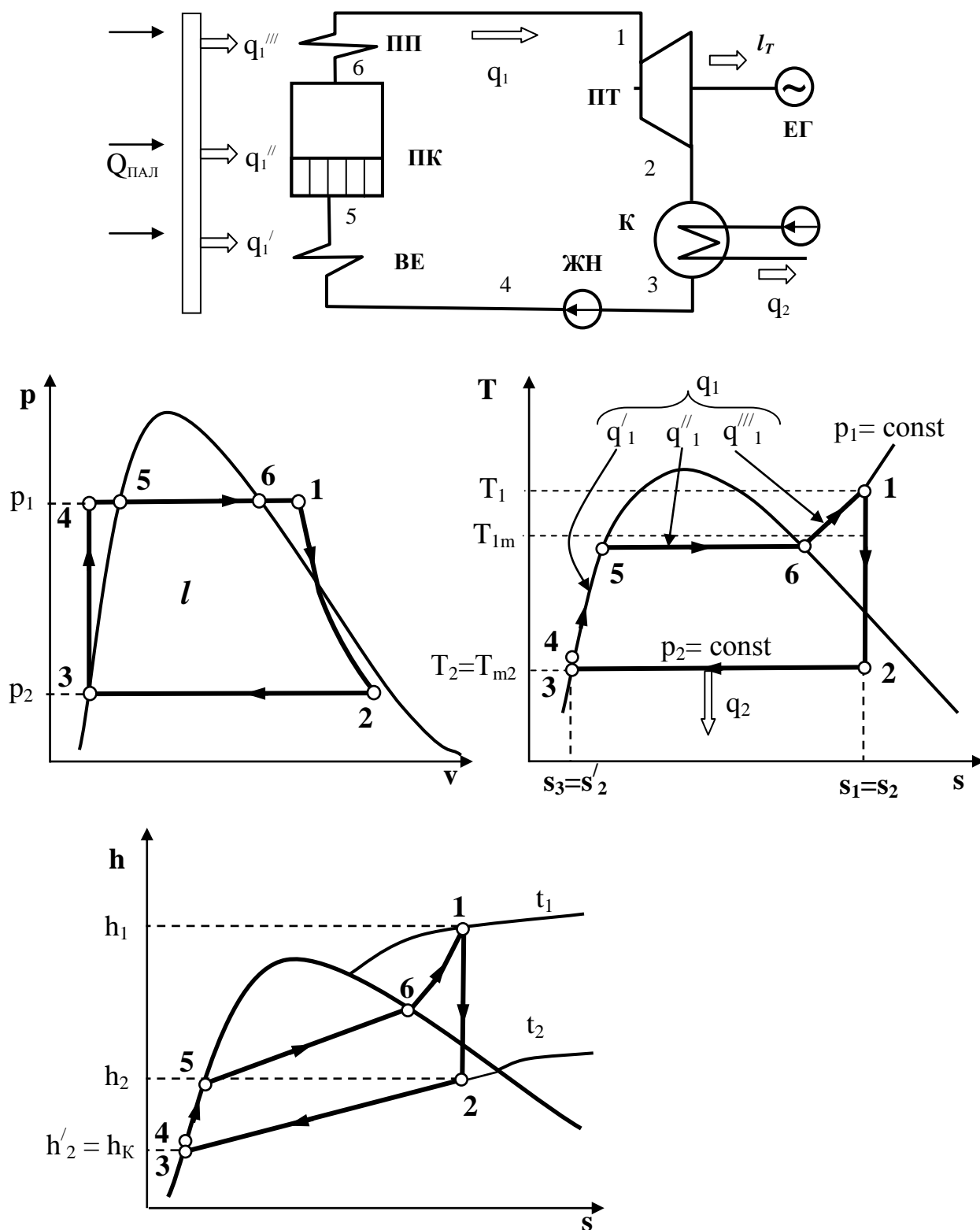


Рисунок 4.1 – Схема і цикли паросилової установки за циклом Ренкіна

Насичена водяна пара перегрівається в пароперегрівачі (ПП) - процес (6-1) до температури t_1 , що значно перевищує температуру насичення. З тиском p_1 і температурою T_1 вона надходить в парову турбіну (ПТ), де в процесі адіабатного розширення від тиску p_1 до тиску p_2 (процес 1-2) виконує корисну роботу (l_T), яка перетворюється в електричну енергію в електрогенераторі (ЕГ).

З турбіни відпрацьована пара з тиском p_2 надходить в конденсатор (К), де охолоджується і повністю конденсується при $p_2 = \text{const}$ (процес 2-3) з відведенням теплоти q_2 в навколишнє середовище.

За допомогою живильного насоса (ЖН) (процес 3-4) конденсат з тиском p_2 стискається до тиску котлової води p_1 та подається в ПГ. Для приводу живильного насоса витрачається енергія l_H , що підводиться ззовні. Оскільки при тисках, що застосовуються зазвичай в ПТУ, зміною об'єму води при її стисненні можна знехтувати, тоді процес адіабатного стиснення води в насосі відбувається практично при постійному об'ємі води і може бути представлений ізохорою 3-4 у p - v діаграмі.

Для нагрівання та випаровування води і перегріву пари в парогенератор підводиться теплота q_1 , яка отримується за рахунок спалювання органічного палива. Процес перетворення води в перегріту пару (4-1) здійснюється при $p=\text{const}$, а процес пароутворення - при $p=\text{const}$ та $T=\text{const}$.

Процеси підведення і відведення теплоти в циклі здійснюється по ізобарам, а в ізобарному процесі кількість підведеної (відведеної) теплоти дорівнює різниці ентальпій робочого тіла на початку і кінці процесу.

4.1 Визначення параметрів робочого тіла в характерних точках циклу

1. За відомими значеннями тиску - p_1 і температури t_1 визначаємо параметри в точці 1, використовуючи $h - s$ діаграму (рис. 1):

$$(h_1, s_1) = f(p_1, t_1) \quad (4.1)$$

2. Вважаючи процес розширення пари в турбіні адіабатним (ізоентропним), знаходимо точку 2 на перетині лінії $s_1=\text{const}$ з лінією тиску в конденсаторі

$p_2 = \text{const}$ та визначаємо параметри робочого тіла на виході з турбіни (на вході в конденсатор):

$$h_2 = f(p_2, s_2 = s_1) \quad (4.2)$$

3. За відомим тиском в конденсаторі p_2 параметри в точці 3 (див. рис. 4.1) знаходимо за таблицею [5] або за рівнянням:

$$(h_3, s_3) = (h'_3, s'_3) = f(p_2), \quad h_3 = h'_2 = c_p \cdot t_2 = 4,19 \cdot t_2 \quad (4.3)$$

Параметри точок 5 та 6 визначаємо за таблицею [5] за тиском пари перед турбіною p_1 :

$$(h_5, s_5) = (h'_5, s'_5) = f(p_1), \quad (h_6, s_6) = (h''_6, s''_6) = f(p_1) \quad (4.4)$$

Визначені параметри робочого тіла заносимо в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку

Параметри	Точки на діаграмі					
	1	2	3	4	5	6
p, МПа						
t, °C						
h, кДж/кг						
s, кДж/кг·К						

4.2 Визначення енергетичних характеристик циклу Ренкіна

Процеси підведення теплоти в парогенераторі і відведення теплоти в конденсаторі є ізобарними, тому питомі кількості підведеної теплоти q_1 і відведеної теплоти q_2 визначаються як:

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (4.5)$$

Кількість теплоти відведеної від робочого тіла охолоджувальною водою в конденсаторі визначають з рівняння:

$$q_2 = h_2 - h'_2 \quad (4.6)$$

До технологічної схеми входять два агрегати, які пов'язані з механічною роботою: турбіна виробляє корисну роботу, а в насосі робота витрачається на стиснення води. Питома робота, вироблена турбіною, визначається як зовнішня

корисна робота процесу розширення. Оскільки процес 1-2 є адіабатним, то згідно з першим законом термодинаміки:

$$q = \Delta h + l = 0. \quad (4.7)$$

Звідси випливає, що $l = -\Delta h$ і робота турбіни буде визначатися як:

$$l_T = h_1 - h_2. \quad (4.8)$$

Питома робота, що витрачається в насосі, розраховується як зовнішня корисна робота процесу стиснення, взята за абсолютною величиною:

$$l_H = |l_{3-4}|. \quad (4.9)$$

Аналогічні міркування приводять до виразу:

$$l_H = h_4 - h_3. \quad (4.10)$$

Корисна робота циклу дорівнює:

$$l = l_T - l_H. \quad (4.11)$$

Термічний ККД циклу:

$$\eta_t^P = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (4.12)$$

Оскільки робота, одержувана в турбіні, значно перевищує роботу, витрачену в насосі ($l_T \gg l_H$), а ентальпія ($h_4 \approx h_3 = h_2'$), то для наближеного розрахунку циклу роботою насоса можна знехтувати ($l_H \approx 0$). Тоді питома підведена теплота буде визначатися як:

$$q_1 = h_1 - h_2'. \quad (4.13)$$

Корисна робота в циклі

$$l \approx l_T = h_1 - h_2, \quad (4.14)$$

а термічний к.к.д. циклу

$$\eta_t^P = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_2'}. \quad (4.15)$$

Потужність N , кВт, яка виробляється турбіною, можна знайти як:

$$N = l \cdot D, \quad (4.16)$$

де D - масова витрата пари, кг/с.

Витрату палива B , кг/с, що спалюється в парогенераторі, можна визначити з теплового балансу парогенератора:

$$Q_1 = q_1 \cdot D = B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{\text{ПГ}}, \quad (4.17)$$

де Q_1 - кількість теплоти, кВт, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі за одиницю часу (теплова потужність);

Q_H^P - нижча робоча теплота згоряння палива кДж/кг;

$\eta_{\text{ПГ}}$ - ККД парогенератора, що враховує теплові втрати при використанні теплоти палива.

Тоді витрату палива розрахуємо за формулою:

$$B = \frac{Q_1}{Q_H^P \cdot \eta_{\text{ПГ}}} = \frac{q_1 \cdot D}{Q_H^P \cdot \eta_{\text{ПГ}}}. \quad (4.18)$$

Для конденсації пари в конденсаторі використовується охолоджувальна вода, витрату якої M_B можна знайти з теплового балансу конденсатора:

$$Q_2 = q_2 \cdot D = M_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B, \quad (4.19)$$

де Q_2 - кількість теплоти, кВт, що відводиться від робочого тіла в конденсаторі в одиницю часу; c_B - теплоємність води, $c_B = 4,19$ кДж / кг·К);

Δt_B - різниця температур охолоджувальної води на вході і виході з конденсатора, К.

Тоді витрата охолоджувальної води, кг/с, розраховується як :

$$M_B = \frac{Q_2}{c_B \cdot \Delta t_B} = \frac{q_2 \cdot D}{c_B \cdot \Delta t_B}. \quad (4.20)$$

4.3 Приклад розрахунку циклу Ренкіна

В паротурбінній установці параметри пари перед турбіною: $p_1 = 110$ бар, $t_1 = 550$ °С, витрата пари $D = 80$ кг/с. Тиск пари в конденсаторі $p_2 = 0,04$ бар. Паливо - природний газ з нижчою теплотою згоряння $Q_H^P = 45$ МДж/кг. Охолоджувальна вода в конденсаторі нагрівається на $\Delta t_B = 15$ °С. ККД парогенератора $\eta_{\text{ПГ}} = 0,95$. Визначити параметри робочого тіла в характерних

точках циклу, питому кількість підведеної і відведеної теплоти, роботу турбіни, термічний ККД циклу, теоретичну потужність турбіни, витрату палива і охолоджувальної води.

1. За відомими значеннями $p_1 = 110$ бар і $t_1 = 550$ °С визначаємо параметри в точці 1, використовуючи $h - s$ діаграму:

$$h_1 = 3490 \text{ кДж/кг}; s_1 = 6,7 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

2. Вважаючи процес розширення пари в турбіні адіабатним знаходимо точку 2 на перетині лінії $s_1 = s_2 = 6,7 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ з лінією тиску в конденсаторі $p_2 = 0,4$ бари визначаємо параметри робочого тіла на виході з турбіни (на вході в конденсатор):

$$h_2 = 2025 \text{ кДж/кг}.$$

3. За відомим тиском в конденсаторі $p_2 = 0,4$ бара параметри в точці 3 (див. рис. 4.1) обираємо за таблицею [5]:

$$(h_3, s_3) = (h_3', s_3') = f(p_2), h_3 = h_2' = 121,4 \text{ кДж/кг}, t_2 = 28,98 \text{ °С}.$$

Параметри точок 5 та 6 визначаємо за таблицею [5] за тиском пари перед турбіною $p_1 = 110$ бар:

$$h_5 = 1451,2 \text{ кДж/кг}; h_6 = 2705 \text{ кДж/кг}.$$

Знайдені параметри робочого тіла заносимо в табл. 4.2.

Кількість підведеної теплоти q_1 :

$$q_1 = h_1 - h_2' = 3490 - 121,4 = 3368,6 \text{ кДж / кг}.$$

Кількість теплоти відведеної від робочого тіла q_2 :

$$q_2 = h_2 - h_2' = 2025 - 121,4 = 1903,6 \text{ кДж / кг}.$$

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку

Параметри	Точки на діаграмі					
	1	2	3	4	5	6
p, МПа	0,11	0,004	0,004	0,11	0,11	0,11
t, °С	550	28,98	28,98	28,98	318,04	318,04
h, кДж/кг	3490	2025	121,4	121,4	1451,2	2705
s, кДж/кг·К	6,4	6,4	0,4224	0,4224	3,4316	5,5531

Кількість теплоти відведеної від робочого тіла q_2 :

$$q_2 = h_2 - h_2' = 2025 - 121,4 = 1903,6 \text{ кДж / кг.}$$

Корисна робота циклу визначиться наступним чином:

$$l \approx l_T = h_1 - h_2 = 3490 - 2025 = 1465 \text{ кДж / кг.}$$

Термічний к.к.д. циклу:

$$\eta_t^P = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_2'} = \frac{3490 - 2025}{3490 - 121,4} = 0,435.$$

Потужність N , яка виробляється турбіною:

$$N = l \cdot D = 1465 \cdot 80 = 117200 \text{ кВт.}$$

Витрату палива розрахуємо за формулою:

$$B = \frac{Q_1}{Q_H^P \cdot \eta_{ПГ}} = \frac{q_1 \cdot D}{Q_H^P \cdot \eta_{ПГ}} = \frac{3365 \cdot 80}{45 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 6,297 \text{ кг / с.}$$

Витрата охолоджувальної води розраховується як:

$$M_B = \frac{Q_2}{c_B \cdot \Delta t_B} = \frac{q_2 \cdot D}{c_B \cdot \Delta t_B} = \frac{1903,6 \cdot 80}{4,19 \cdot 15} = 2423,04 \text{ кг / с.}$$

5 ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигунами внутрішнього згоряння називають теплові машини, в яких згоряння палива відбувається всередині самого двигуна. У поршневих ДВЗ перетворення теплової енергії в механічну роботу здійснюється впливом газів на рухомий поршень.

В даний час поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) - це одні з найбільш поширених типів теплових двигунів, які використовуються для приводу різних видів транспорту, сільськогосподарської та будівельної техніки, електрогенераторів, інструментів (бензопил, газонокосарок та ін.).

У ДВЗ застосовують рідке або газоподібне паливо. Найбільшого поширення набуло рідке паливо, яке отримують шляхом переробки нафти (бензин, дизельне паливо), а також зріджені гази (суміш скраплених під тиском легких вуглеводнів, найчастіше пропану і бутану). З газоподібних видів палива в основному використовується стиснений природний газ. До альтернативних сучасним видам палива можна віднести спирти, біогаз і біодизель, водень.

До основних елементів поршневого ДВЗ відносяться (рис. 5.1) циліндр 3, в якому переміщується поршень 2, картер 1, всмоктувальний і випускний клапани 5, розміщені на голівці циліндра 4, і кривошипно-шатунний механізм 7, який перетворює зворотно-поступальний рух поршня в обертальний рух колінчастого валу. Дійсний двигун, на відміну від його принципової схеми, має більш складну будову.

Робочий цикл ДВЗ складається з сукупності періодично повторюваних процесів в циліндрі двигуна. Окремий процес робочого циклу, що відбувається в циліндрі двигуна за один хід поршня, називається тактом. Робочий цикл ДВЗ може здійснюватися за два або за чотири такти (відповідно за один або два оберти колінчастого валу), в залежності від чого, двигуни називаються 2-або 4-тактними.

При русі поршня всередині циліндра мають місце два крайніх положення (рис. 5.1) - верхня мертва точка (ВМТ) і нижня мертва точка (НМТ).

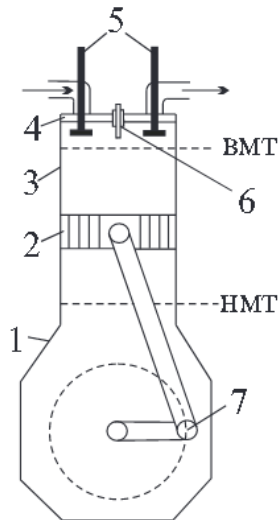


Рисунок 5.1 – Принципова будова поршневого ДВЗ:

1 - картер; 2 - поршень; 3 - циліндр; 4 - головка; 5 - всмоктувальний і випускний клапани; 6 - форсунка (дизельний ДВЗ) або свічка запалювання (карбюраторний ДВЗ); ВМТ і НМТ - відповідно верхня і нижня мертві точки.

Об'єм простору між ВМТ і НМТ є робочим об'ємом циліндра V_h , а об'єм простору між поршнем, що знаходиться в ВМТ, і головкою циліндра - об'єм камери згоряння V_3 . Тоді повний об'єм циліндра V буде складатися з робочого об'єму та об'єму камери згоряння (рис. 5.2):

$$V = V_3 + V_h.$$

Відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери згоряння називається ступенем стиснення: $\varepsilon = \frac{V}{V_3}$.

Ступінь стиснення - це одна з основних характеристик ДВЗ.

Незважаючи на різноманіття різних типів ДВЗ, з точки зору характеру термодинамічних процесів, що протікають в них (а точніше, характеру процесу горіння палива, тобто способу підведення теплоти), всі двигуни можна розділити на 3 групи:

- з підведенням теплоти при постійному об'ємі – цикл Отто;
- з підведенням теплоти при постійному тиску – цикл Дизеля;
- зі змішаним підведенням теплоти – цикл Трінклера.

5.1 Двигуни внутрішнього згорання з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Дизеля)

Розглянемо роботу ДВЗ на прикладі циклу Дизеля.

Для термодинамічного аналізу циклів ДВЗ необхідно дійсні процеси (рис. 5.2), що протікають в двигуні, замінити оборотними теоретичними процесами. Для цього введемо такі спрощення:

- 1) процес горіння палива замінимо оборотним ізохорним підведенням теплоти від зовнішнього джерела;
- 2) процес вихлопу замінимо ізохорним відведенням теплоти в навколишнє середовище;
- 3) процеси стиснення і розширення робочого тіла будемо вважати адіабатними, тому що теплообмін в них, в порівнянні з процесами підведення і відведення теплоти, незначний;

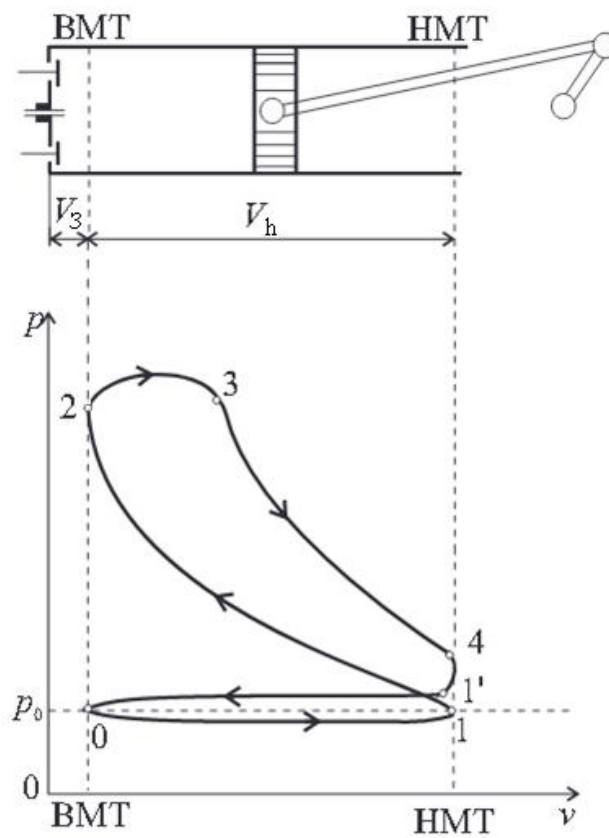


Рисунок 5.2 – Індикаторна діаграма дизельного ДВЗ

- 4) процеси (рис. 5.2) всмоктування (0-1) і виштовхування залишків продуктів згоряння (1'-0) виключимо з подальшого аналізу, тому що, з одного боку, вони відбуваються зі змінною масою і не можуть бути проаналізовані за допомогою теоретичних рівнянь оборотних процесів; з іншого боку, $l_{0-1} \approx |l_{0-1'}|$, тому їх виключення з аналізу не вплине на визначення роботи всього циклу;
- 5) будемо нехтувати зміною хімічного складу і властивостями робочого тіла і вважати, що протягом усього циклу робоче тіло є ідеальним газом, що володіє властивостями повітря (тому що в робочій суміші маса палива значно менше маси повітря, тому основні термодинамічні характеристики робочої суміші і продуктів згоряння (газова стала, показник адіабати, масові теплоємності) дійсно близькі до властивостей чистого повітря).

У двигуні, що працює за циклом Дизеля, в циліндр всмоктується і стискається чисте повітря, що дозволяє значно підвищити ступінь стиснення без будь-якої небезпеки самозаймання.

Температура повітря в кінці процесу стиснення повинна перевищувати температуру самозаймання палива, яке використовується.

В кінці процесу стиснення в циліндр через спеціальну форсунку 6 (рис. 5.1) за допомогою паливного компресора подається розпорошене у вигляді дрібних крапель паливо. За рахунок високої температури повітря в циліндрі паливо самозаймається і згорає. В якості палива в таких двигунах використовуються більш важкі фракції переробки нафти (від гасу до мазуту), також можуть використовуватися і ряд продуктів природного походження - рапсова і пальмова олія і багато інших.

З урахуванням вищезазначених спрощень розглянемо теоретичний цикл Дизеля (рис. 5.3). Цикл складається з адіабатного стиснення робочого тіла (процес 1-2); ізобарного підведення теплоти (процес 2-3); адіабатного розширення робочого тіла (процес 3-4) і ізохорного відведення теплоти (процес 4-1).

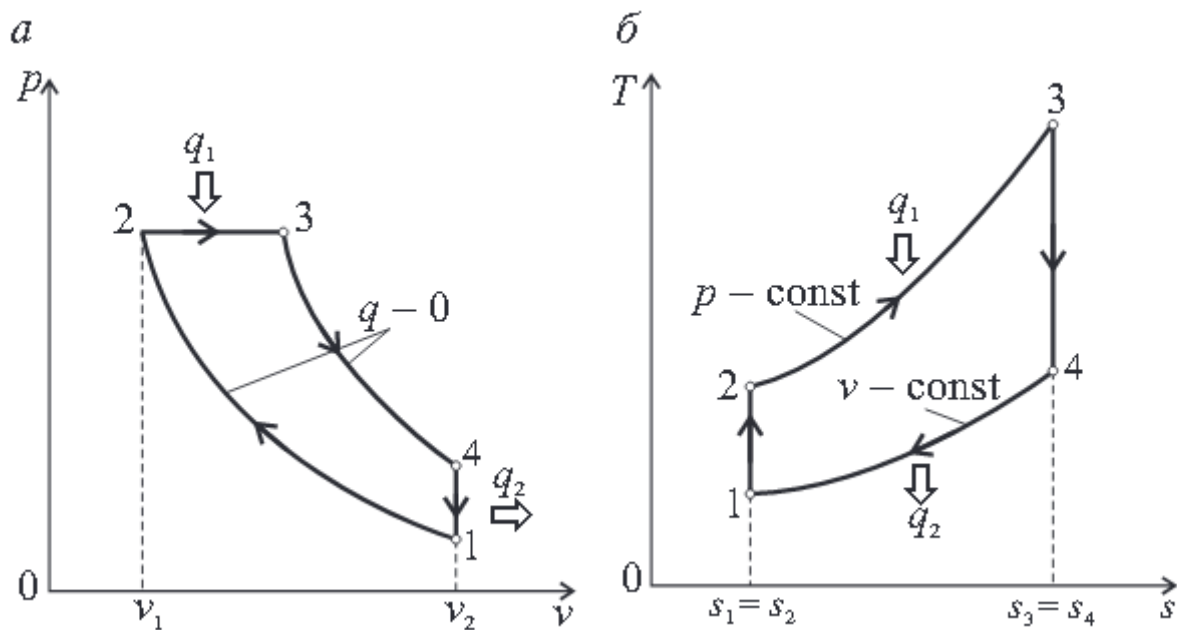


Рисунок 5.3 – Теоретичний цикл з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Дизеля) в діаграмах p-v (а) і T-s (б)

Основними характеристиками циклу є:

- ступінь стиснення робочого тіла $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$;
- ступінь попереднього розширення робочого тіла в процесі підведення теплоти $\rho = \frac{v_3}{v_2}$.

Визначимо термічний ККД циклу, вважаючи, що теплоємності c_p і c_v , а також показник адіабати $k = \frac{c_p}{c_v}$ є сталими величинами.

Кількість питомої теплоти, що підводиться в процесі 2-3 визначиться як:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2), \quad (5.1)$$

а кількість питомої теплоти, що відводиться в процесі 4-1:

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1). \quad (5.2)$$

Підставляючи значення q_1 і q_2 в формулу для термічного ККД, отримаємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)}. \quad (5.3)$$

Знайдемо температури T_2 , T_3 , T_4 через початкову температуру T_1 і характеристики циклу ε і ρ :

- температуру T_2 з рівняння адіабатного процесу 1-2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}, T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}; \quad (5.4)$$

- температуру T_3 з рівняння ізобарного процесу 2-3:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho, T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho; \quad (5.5)$$

- температуру T_4 з рівняння адіабатного процесу 3-4, :

$$\begin{aligned} \frac{T_4}{T_3} &= \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3 v_2}{v_2 v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1}, \\ T_4 &= T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \rho^k. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Підставляючи в рівняння (5.3) вирази для знаходження температур в циклі, отримуємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}. \quad (5.7)$$

5.2 Приклад розрахунку циклу Дизеля

У циклі ДВЗ з підведенням теплоти при постійному тиску початковий тиск робочого тіла $p_1 = 0,1$ МПа, початкова температура $t_1 = 20^\circ \text{C}$. Ступінь стиснення $\varepsilon = 12$. Ступінь попереднього розширення робочого тіла в процесі підведення теплоти $\rho = 2,5$. Знайти параметри робочого тіла в характерних точках циклу, корисну роботу циклу і термічний ККД. Прийняти, що робоче тіло має властивості повітря, теплоємність якого є постійною.

Газова стала повітря дорівнює:

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{28,97} = 287 \text{ Дж / кгК},$$

де μ -молекулярна маса повітря, $\mu=28,97$ кг/кмоль.

Вважаючи повітря двохатомним газом теплоємності c_p і c_v знаходяться з рівнянь:

$$c_p - c_v = R, \quad \frac{c_p}{c_v} = k,$$

$$c_p = 1,004 \text{ кДж / кгК}, \quad c_v = 0,718 \text{ кДж / кгК}.$$

Показник адіабати для повітря (як для двохатомного газу) $k = 1,4$.

З рівняння стану ідеального газу, записаного для 1 кг, $p v = R T$ знайдемо початковий питомий об'єм повітря v_1 :

$$v_1 = \frac{R T_1}{p_1} = \frac{287(20 + 273)}{0,1 \cdot 10^6} = 0,8409 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Оскільки ступінь стиснення $\varepsilon = 12$, тоді можемо розрахувати v_2 :

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,8409}{12} = 0,07 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Процес стиснення 1-2 є адіабатним, тоді:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow$$
$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} = (20 + 273) \cdot 12^{1,4-1} = 791,7 \text{ К}.$$

А тиск p_2 дорівнює:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 12^{1,4} = 3,24 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Процес підведення теплоти відбувається при $p = \text{const}$, тобто $p_3 = p_2 = 3,24 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Температуру T_3 знаходимо з рівняння ізобарного процесу 2-3:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho, \quad T_3 = T_2 \cdot \rho = 791,7 \cdot 2,5 = 1979,25 \text{ К}.$$

Використовуючи рівняння адіабатного процесу 3-4, знайдемо температуру T_4 :

$$T_4 = T_1 \cdot \rho^k = 293 \cdot 2,5^{1,4} = 1056,8 \text{ К}.$$

Тиск p_4 також можна знайти з рівняння стану ідеального газу:

$$p_4 = \frac{R T_4}{v_4} = \frac{287 \cdot 1056,8}{0,8409} = 0,36 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Кількість питомої теплоти, що підводиться в процесі 2-3:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2) = 1,004(1979,25 - 791,7) = 1192,3 \text{ кДж / кг.}$$

Кількість питомої теплоти, що відводиться в процесі 4-1:

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1) = 0,718(1056,8 - 293) = 548,4 \text{ кДж / кг.}$$

Корисна робота в циклі дорівнює:

$$l = q_1 - q_2 = 1192,3 - 548,4 = 643,9 \text{ кДж / кг.}$$

Термічний ККД циклу знаходимо за рівнянням:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{548,4}{1192,3} = 0,54,$$

або за формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} = 1 - \frac{2,5^{1,4} - 1}{1,4 \cdot 12^{1,4-1} \cdot (2,5 - 1)} = 0,54.$$

6 ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Газотурбінні установки (ГТУ) також відносяться до категорії двигунів внутрішнього згоряння, однак на відміну від поршневого ДВЗ, процеси перетворення енергії в них відбуваються в потоці рухомого газу.

Сучасні газотурбінні установки знаходять широке застосування в енергетиці, промисловості та на транспорті в якості основних або допоміжних силових агрегатів. Вони застосовуються для виробництва електроенергії; для приводу нагнітачів природного газу на газоперекачувальних станціях магістральних газопроводів; в якості силових агрегатів на судах, локомотивах, в авіації.

Газотурбінні установки здатні працювати як на газоподібному, так і на рідкому паливі. В якості палива на ГТУ використовуються природний газ, нафтовий газ, біогаз, зріджені гази, дизельне паливо, гас.

З точки зору характеру термодинамічних процесів, що протікають в двигуні (а точніше, характеру процесу горіння палива, тобто способу підведення теплоти), всі ГТУ можна розділити на дві групи:

- з підведенням теплоти при постійному об'ємі – цикл Брайтона;
- з підведенням теплоти при постійному тиску – цикл Гемфрі.

У порівнянні з поршневими ДВЗ газотурбінні двигуни мають ряд переваг:

- відсутність деталей, що здійснюють зворотно-поступальні рухи;
- меншою вагою і меншими габаритами на одиницю виробленої потужності;
- можливістю утилізації теплоти відхідних газів.

Основними недоліками ГТУ є порівняно низький коефіцієнт корисної дії, невисока потужність установки в порівнянні з паротурбінними установками, неможливість роботи на твердому паливі.

6.1 Газотурбінні установки з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Брайтона)

Найпростіша одновальна газотурбінна установка (ГТУ) з підведенням теплоти при постійному тиску (рис. 6.1) складається з осьового повітряного компресора і газової турбіни, розташованих на одному валу. Також є паливний насос для подачі рідкого палива або паливний компресор для подачі газоподібного палива.

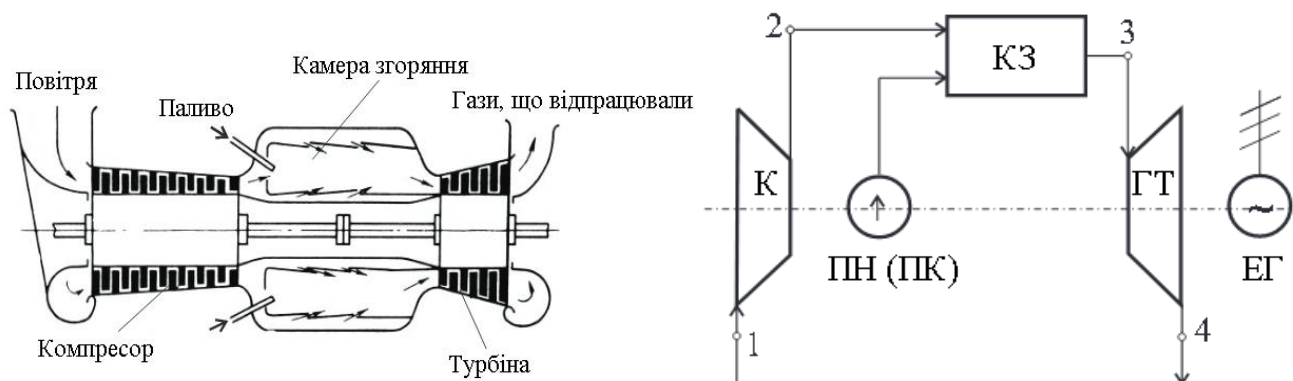


Рисунок 6.1 – Принцип роботи та схема ГТУ:

К – осьовий компресор; КЗ – камера згоряння; ГТ – газова турбіна;
ЕГ – електрогенератор; ПН- паливний насос або ПНК – паливний компресор.

Компресор всмоктує з навколишнього середовища повітря, стискає його і направляє в камеру згоряння. Паливним насосом через форсунки подається паливо, яке змішується з повітрям і згорає при постійному тиску. З камери згоряння газ (продукти горіння палива), що мають високу температуру, надходять в нерухомий сопловий апарат турбіни. В соплах потенційна енергія продуктів згорання перетворюється в кінетичну енергію потоку газу, при цьому температура і тиск продуктів згорання зменшуються, а швидкість струменя газу зростає. Далі струмінь продуктів згорання надходить на робочі лопатки ротора турбіни, які укріплені на диску з валом.

При проходженні газу по криволінійних каналах, утворених робочими лопатками, змінюються напрям і величина швидкості руху потоку. За рахунок цього газ тисне на увігнуті поверхні лопаток і ротор турбіни приводиться в обертальний рух, тобто кінетична енергія потоку газу перетворюється в механічну

енергію обертання турбіни. Відпрацьовані в турбіні гази викидаються в атмосферу, несучи з собою теплоту. Сопловий апарат в поєднанні з розташованим за ним робочим колесом складають ступень турбіни. Більшість газових турбін є багатоступінчастими.

Вал турбіни з'єднується з електрогенератором, якщо ГТУ використовується для вироблення електроенергії, або з іншим зовнішнім навантаженням (нагнітач природного газу, гвинт корабля та ін.). Механічна робота, отримана в турбіні, частково витрачається на привод повітряного компресора і допоміжних агрегатів і пристроїв (паливний і масляний насоси та ін.), і лише решта (близько 30%) витрачається на привод електрогенератора.

Оскільки газова турбіна може працювати тільки при наявності стисненого в компресорі повітря, а компресор приводиться в обертання турбіною, то запуск ГТУ здійснюється за допомогою додаткового стороннього джерела енергії (стартера або пускового турбодетандера).

Теоретичні процеси, які протікають в ГТУ розглядаються з введенням припущень, як і для ДВЗ.

Теоретичний цикл ГТУ з підведенням теплоти при постійному тиску, або цикл Брайтона (рис. 6.2), буде складатися з адіабатного стиснення повітря в компресорі (процес 1-2), ізобарного процесу підведення теплоти q_1 до робочого тіла (процес 2-3); адіабатного розширення робочого тіла на лопатках турбіни (процес 3-4) і ізобарного відведення теплоти в навколишнє середовище (процес 4-1).

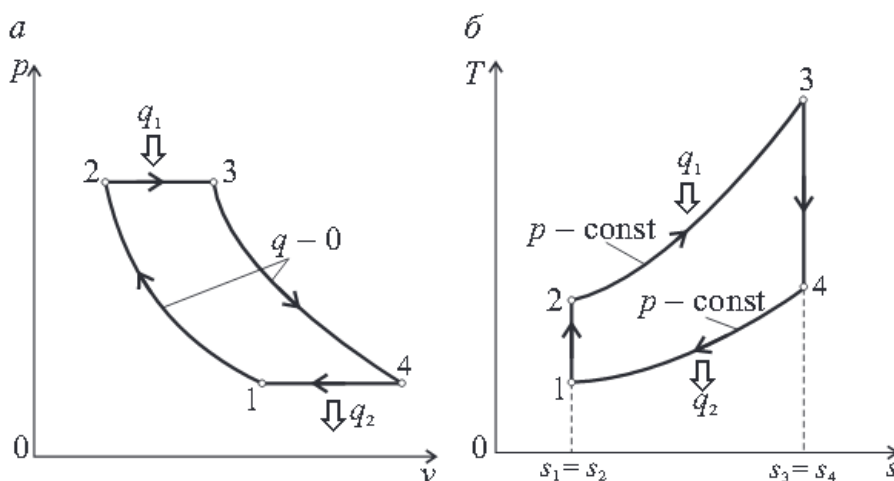


Рисунок 6.2 – Теоретичний цикл ГТУ з підведенням теплоти при постійному тиску в діаграмах $p-v$ (а) і $T-s$ (б)

Основною характеристикою даного циклу є:

- ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi = \frac{v_1}{v_2}$
- ступінь попереднього розширення робочого тіла в камері згоряння $\rho = \frac{v_3}{v_2}$.

Кількість підведеної в ізобарному процесі 2-3 питомої теплоти знаходиться як:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2). \quad (6.1)$$

Кількість відведеної в ізобарному процесі 4-1 питомої теплоти:

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1). \quad (6.2)$$

Питома робота, що витрачається на привод компресора, визначається як зовнішня робота процесу стиснення, взята за абсолютною величиною $l = |l_{1-2}|$.

Оскільки процес 1-2 є адіабатним, то згідно з першим законом термодинаміки:

$$q = \Delta h + l_{1-2} = 0. \quad (6.3)$$

Звідси випливає, що в адіабатному процесі:

$$l_{1-2} = -\Delta h = h_1 - h_2; l_k = |l_{1-2}| = h_2 - h_1. \quad (6.4)$$

Для ідеального газу ентальпія визначається як $h = c_p T$, тоді робота, яка витрачається в компресорі буде дорівнювати

$$l_K = c_p (T_2 - T_1). \quad (6.5)$$

Питома робота, вироблена турбіною, обчислюється як зовнішня корисна робота процесу розширення $l_T = l_{3-4}$, і розраховується

$$l_T = c_p (T_3 - T_4), \quad (6.6)$$

Питома корисна робота в циклі дорівнює:

$$l = l_T - l_K = q_1 - q_2. \quad (6.7)$$

Термічний ККД циклу Брайтона:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}. \quad (6.8)$$

Знайдемо температури T_2 , T_3 , T_4 через початкову температуру T_1 , ступінь підвищення тиску π і ступінь попереднього розширення робочого тіла в камері згоряння ρ .

Температуру T_2 з рівняння адіабатного процесу 1-2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \pi^{\frac{k-1}{k}}, T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}. \quad (6.9)$$

Температуру T_3 з рівняння ізобарного процесу 2-3:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho, T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho. \quad (6.10)$$

Використовуючи рівняння адіабатного процесу 3-4 знаходимо:

$$\begin{aligned} \frac{T_4}{T_3} &= \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \\ T_4 &= T_3 \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \rho. \end{aligned} \quad (6.11)$$

Підставляємо вирази для температур у формулу для визначення ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (6.12)$$

За відомою корисною роботою знаходимо теоретичну потужність установки:

$$N = M \cdot l, \quad (6.13)$$

де M - масова витрата робочого тіла.

Теоретичну витрату палива B на установку можна знайти з рівняння теплового балансу камери згоряння

$$Q_1 = q_1 \cdot M = B \cdot Q_H^P, \quad (6.14)$$

$$B = \frac{q_1 \cdot M}{Q_H^P}. \quad (6.15)$$

6.2 Приклад розрахунку циклу Брайтона

Знайти параметри в характерних точках циклу і термічний ККД циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p = \text{const}$, якщо параметри повітря на вході в компресор $p_1 = 1,05$ бар і $t_1 = 17$ °С, ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi = 6$. Максимальна температура газів в циклі $t_3 = 750$ °С. Визначити потужність установки і витрату палива, що спалюється, якщо витрата робочого тіла через ГТУ $M=95$ кг/с, а нижча теплота згоряння палива $Q_H^P = 40$ МДж/кг. Прийняти, що робоче тіло має властивості повітря, а його теплоємність не залежить від температури.

Газова стала повітря дорівнює:

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{28,97} = 287 \text{ Дж / кгК}.$$

Вважаючи повітря двоатомним газом теплоємності c_p і c_v дорівнюють:

$$c_p = 1,004 \text{ кДж / кгК}, \quad c_v = 0,718 \text{ кДж / кгК}.$$

Показник адіабати для повітря (як для двоатомного газу) $k = 1,4$.

З рівняння стану ідеального газу, записаного для 1 кг, $pv = RT$ знайдемо початковий питомий об'єм повітря v_1 :

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287(17 + 273)}{1,05 \cdot 10^5} = 0,7927 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Оскільки ступінь стиснення $\pi = 6$, тоді можемо розрахувати p_2 :

$$p_2 = p_1 \cdot \pi = 1,05 \cdot 6 = 6,3 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Процес стиснення повітря в компресорі вважається адіабатним, отже:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \pi^{\frac{k-1}{k}},$$

звідки отримаємо:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,793 \left(\frac{1}{6} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,2204 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} = (17 + 273) \cdot 6^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 483,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Процеси підведення і відведення теплоти відбуваються при постійному тиску, тому $p_3 = p_2 = 6,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $p_4 = p_1 = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Тоді з рівняння стану ідеального газу можна визначити питомий об'єм в точці 3:

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287(750 + 273)}{6,3 \cdot 10^5} = 0,466 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Значення питомого об'єму v_4 знайдемо з рівняння адіабатного процесу розширення 3-4:

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k; \quad v_4 = v_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,466 \left(\frac{6,3}{1,05} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 1,676 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

а температури - з рівняння стану ідеального газу:

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = \frac{1,05 \cdot 10^5 \cdot 1,676}{287} = 613 \text{ К}.$$

Питомі кількості підведеної і відведеної теплоти в циклі знайдемо за виразами:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 1,004(1023 - 483,8) = 541,4 \text{ кДж} / \text{кг},$$

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1) = 1,004(613,2 - 290) = 324,4 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Питомі роботи турбіни, компресора і корисна робота циклу визначаються за формулами:

$$l_T = c_p (T_3 - T_4) = 1,004(1023 - 613,2) = 411,4 \text{ кДж} / \text{кг},$$

$$l_K = c_p (T_2 - T_1),$$

$$l = l_T - l_K = q_1 - q_2 = 217 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Тоді термічний ККД циклу:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{217}{541,4} = 0,401.$$

Або використовуючи формулу:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{6^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,401.$$

Визначимо потужність установки:

$$N = M \cdot l = 95 \cdot 217 = 20615 \text{ кВт.}$$

Витрата палива дорівнює:

$$B = \frac{M \cdot q_l}{Q_H^P} = \frac{95 \cdot 541,4}{40 \cdot 10^3} = 1,286 \text{ кг / с.}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Теоретические основы теплотехники - Theory of heat engineering: учеб. пособие по дисциплине для студентов-иностранцев / Сост.: В. И Дешко, В. В. Дубровская, В. И. Шкляр, А. В. Ленский, В. П. Студенец. – Київ: НТУУ «КПИ», 2010. – 119 с. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/429>.
2. Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний. Теплотехніка: підручник – К.: «ІНК ОС», 2005. – 504 с.
3. Константинов С.М., Панов Є.М. Теоретичні основи теплотехніки: підручник. – К.: «Золоті ворота», 2012. – 592 с.
4. Островская, А.В Теоретические основы теплотехники. Техническая термодинамика : учебное пособие / А.В. Островская, В.Н. Королев ; Мин-во науки и высш. образования РФ.— Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2020.— 240 с.
5. Рывкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

ДОДАТКИ

Таблиця Д1 – Вихідні дані для розрахунку циклу Ренкіна

Варіант	D, кг/с	p ₁ , МПа	t ₁ , °C	p ₂ , МПа	Q _H ^P , МДж/кг	η _{пг} , %	Δt _в , °C
1	180	120	551	0,04	22	0,9	15
2	120	90	552	0,07	24	0,92	13
3	150	130	553	0,07	22	0,92	14
4	110	100	550	0,07	25	0,93	16
5	180	120	555	0,08	26	0,9	11
6	170	100	556	0,09	21	0,93	12
7	40	110	557	0,08	25	0,93	15
8	70	120	558	0,08	24	0,9	13
9	100	110	559	0,07	26	0,91	14
10	125	50	560	0,07	27	0,9	16

Таблиця Д2 – Вихідні дані для розрахунку циклу Дизеля

Варіант	p ₁ , МПа	t ₁ , °C	ε	ρ
1	0,12	20	12	2,5
2	0,13	18	11	2,4
3	0,14	19	13	2,3
4	0,15	17	15	2,2
5	0,1	20	11	2,4
6	0,2	18	12	2,5
7	0,22	19	13	2,6
8	0,23	18	14	2,7
9	0,24	17	15	2,8
10	0,25	16	12	2,3

Таблиця Д3 – Вихідні дані для розрахунку циклу Брайтона

Варіант	M, кг/с	p ₁ , МПа	t ₁ , °C	t ₃ , °C	Q _H ^P , МДж/кг	π
1	85	0,1	15	650	36	6
2	90	0,12	17	700	37	7
3	95	0,13	18	750	38	8
4	100	0,14	19	800	39	5
5	105	0,15	20	850	40	6
6	110	0,16	17	650	41	7
7	115	0,17	18	700	42	8
8	85	0,19	19	750	40	5
9	90	0,2	20	800	43	6
10	95	0,15	21	650	42	7